螺杆空压机加卸载工况下节能运行分析

孔德文 林惟锾 蔡茂林 秦宏波

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191) (上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 介绍了螺杆空压机的消耗功率,分析了空压机排气压力对其容积效率的影响,得到了空压机容积流量的计算方法,建立了螺杆空压机的运行能耗模型. 在加卸载运行工况下,利用 MATLAB 对其运行过程、运行能耗进行仿真,通过仿真证明了存在最优的卸载压力线,使其运行能耗最小化. 最后结合螺杆空压机加卸载运行频率和最优卸载压力线,给出了其在加卸载运行工况下最优控制方案.

关 键 词: 压缩功率; 容积流量; 卸载压力线; 最优控制; 节能

中图分类号: TH 138.21; TP 271.4

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)03-0405-05

Analysis on energy-saving operation of screw compressor under load/unload operating conditions

Kong Dewen Lin Weiqin Cai Maolin

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Qin Hongbo

(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Air compressor power consumption was described. Based on analyzing screw air compressor volume flow efficiency under discharge pressure fluctuation conditions, the screw air compressor volume flow formula was obtained, and power consumption mathematic model were established also. Under load/unload operating conditions, to change the unload pressure value in accordance with the space step of 0.01MPa and consider the power consumption affected by current from unload to load, the screw compressor power consumption were simulated by MATLAB. The simulation shows that the existence of the optimal unload pressure value is proved. Power consumption is minimal with using the optimal unload pressure value. Finally, combining the load/unload operating frequency with the optimal unload pressure value, the optimal control method of screw compressor is given.

Key words: compression power; volume flow; unload pressure value; optimal control; energy-saving

进入21世纪以来,节能环保事业越来越得到重视. 中国政府颁布实施一系列的节能政策和节能措施,尤其是2009年末的哥本哈根会议上,中国政府郑重地宣布到2020年中国单位国内生产总值二氧化碳排放比2005年下降40%至45%的目标. 在我国工业生产中占据工厂总耗电量10%~20%,占全国总用电量6%左右的工业压缩机将不可避免地成为节能工作的对象[1].

本文选择双螺杆式单级压缩空压机为例,即通常所说的螺杆空压机,是因为双螺杆式单级压缩空压机正在大量应用于工业生产中,并有不断上升的趋势[2]. 尽管许多专家学者从双螺杆式单级压缩空压机的结构、理论等不同角度进行过研究[3-4],但是对加卸载运行工况下螺杆空压机的运行控制方式并未进行深入研究. 本文认为,导致工业空压机能耗高、资源利用率低等问题的重要

收稿日期: 2010-12-21; **网络出版时间**: 2012-03-20 10:37

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20120320.1037.007.html

作者简介: 孔德文(1981-),男,山东临沂人,博士生,kongdewen01@163.com.

原因是运行控制性能低,而导致运行控制性能低的关键问题是运行控制算法差,所以在生产实践中会遇到许多空压机运行控制不合理的问题.

本文研究目的是在螺杆空压机加卸载运行的工况下,对工作过程进行建模和仿真,得出螺杆空压机轴功率、排气压力和容积效率之间的变化关系,提出按照工业现场变化的用气需求,实时改变空压机卸载压力线的控制方式来提高空压机运行的经济性,从而达到空压机节能运行的目的.

1 螺杆空压机消耗功率

螺杆空压机加载运行消耗功率为

$$P_1 = WQ_s = \sqrt{3}UI\cos\theta = P_s/\eta_m \quad (1)$$

式中,W 为空压机的比功率,kW/(m^3/min);Q_s 为换算成吸入状态下空气的排气量,m^3/min;I 为空压机的运行电流,A;U 为空压机的电源电压,V;$\cos\theta$ 为空压机驱动电机的功率因数;η_m 为空压机驱动电机的效率;P_s 为空压机的轴功率,kW:

$$P_s = P_g + P_m \quad (2)$$

式中,P_g 为空压机的等熵绝热消耗功率,kW;P_m 为空压机轴承摩擦及气流涡旋损失的功率,kW;文献[5]中给出了各参数之间关系.

P_g 由两部分组成:吸入压力绝热压缩至内压缩终了压力的压缩功;等压下把气体排出所作的排气功.

$$P_g = \frac{n}{n-1}\frac{p_s q_v}{0.06}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (3)$$

式中,p_s 为空压机吸气绝对压力,取 0.1 MPa;q_v 为空压机实际容积流量,m^3/min;p_d 为空压机排气的绝对压力,MPa;n 为被压缩气体的等熵指数,取 1.35.

2 螺杆空压机容积流量

螺杆空压机工作过程中,容积间的压缩空气要通过阴阳螺杆间隙发生泄漏. 这种泄漏使得空压机的产气量和产气效率都会有所降低. 本文讨论的螺杆空压机为中等功率、低转速螺杆空压机,泄漏损失是影响空压机性能的主要因素. 因此是本文讨论的重点.

2.1 压缩空气泄漏对容积流量的影响

螺杆空压机在实际工作过程中的容积流量,是指换算到进气口处大气状态下的实际容积流量. 考虑容积效率 η_v,则

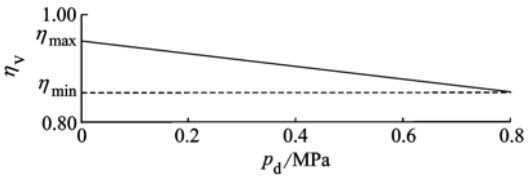
$$q_v = \eta_v q_{vt} = \eta_v C_\varphi C_{n1} r\lambda D_1^3 \quad (4)$$

式中,q_{vt} 为螺杆空压机的理论容积流量;C_φ 为扭角系数;C_{n1} 为面积利用系数;r 为阳螺杆转子的转速;λ 为螺杆转子的长径比;D_1 为阳螺杆的外径.

对于中等功率、低转速的螺杆空压机而言,q_{vt} 与 q_v 的差值主要是由压缩空气的泄漏所致.

2.2 排气压力对 η_v 的影响

η_v 受喷油与否、转速、压差和型线种类等因素的影响. 由于上述等因素是由空压机的设计决定的,因此在实际的 η_v 计算过程中可通过螺杆空压机工作过程的数学模拟的方法进行计算[6]. 为了方便计算分析,本文采用一条近似的平滑曲线代替实际的 η_v 特性曲线. 图 1 给出了螺杆空压机典型的容积效率曲线. 气体为空气,性质基本不变;受运行工况影响的只有压差(排气压力与吸气压力). 压缩机的内压力比为 7.5,额定排气压力为 0.8 MPa.



η_{max}—效率最大值;η_{min}—效率最小值.

图 1 典型螺杆空压机的容积效率

从图 1 中可以看出,η_v 与 p_d 成一次反比例关系,η_v 的计算公式可简化为

$$\eta_v = \frac{(\eta_{max} - \eta_{min})(p_i - p_d)}{p_i} + \eta_{min} \quad (5)$$

式中,p_i 为空压机内压缩终了绝对压力,MPa.

由式(4)、式(5)可得,螺杆空压机的实际容积流量为

$$q_v = \eta_v q_{vt} = \left[\frac{(\eta_{max} - \eta_{min})(p_i - p_d)}{p_i} + \eta_{min}\right] q_{vt} \quad (6)$$

由式(3)~式(5)可得,螺杆空压机的实际等熵绝热消耗功率为

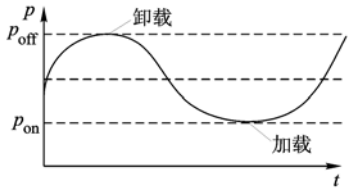
$$P_g = \frac{n}{n-1}\frac{p_s}{0.06}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \cdot \left[\frac{(\eta_{max} - \eta_{min})(p_i - p_d)}{p_i} + \eta_{min}\right] q_{vt} \quad (7)$$

3 螺杆空压机运行能耗仿真

3.1 螺杆空压机实际运行状况

螺杆空压机在加卸载运行工况下,随着工业现场生产所需用气量的波动,基本做法就是让 p_d 升高到某一特定压力 p_{off} 时关闭空压机的进气阀,然后在其 p_d 下降到一定压力 p_{on} 时又重新打开空

压机的进气阀,即“卸载-加载”调节[7],又称为“轻载-重载”调节,调节过程如图 2 所示.

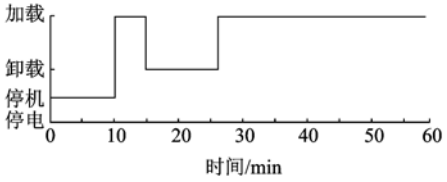


p_{on}—空压机加载压力线;p_{off}—空压机卸载压力线.

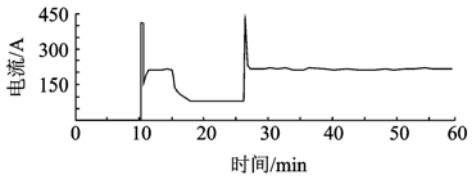
图 2　螺杆空压机加卸载调节模式

图 2 中,这种控制方式保证了螺杆空压机排气管道出口处的压力维持在一个范围内波动,不至于太高,太高空压机运行能耗大;也不至于太低,太低满足不了现场气动设备的用气压力需求.

图 3 为螺杆空压机运行状态曲线和相对应的电流曲线. 由图 3 可知,空压机由卸载到加载过程,产生过激电流,大约是正常电流的 2 倍.



a　空压机运行状态



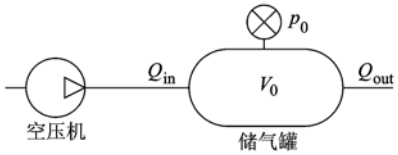
b　空压机运行电流

图 3　螺杆空压机运行曲线

对于某一个工厂,加载压力线基本是固定的,也就是略高于用气设备正常工作的最小压力. 而卸载压力线人工设定随意性很大,往往设置的很高,设定后基本不改变,这种不合理的设置必然会增加能耗,空压机排气压力每增加 0.1 MPa,空压机的能耗至少增加 5.8%[8]. 可见,在保证螺杆空压机加卸载运行不频繁的情况下,降低其卸载压力线,对减少运行能耗有着及其重要的作用. 下面通过上述空压机能耗模型,对工业现场用气模型进行仿真,找出卸载压力线设置的最优值,以期达到空压机运行能耗最小化的目的.

3.2　建立螺杆空压机运行模型

工业现场一般配备若干台螺杆空压机,螺杆空压机主机排出的压缩空气先充满空压机的油气分离罐,油气分离罐内达到一定压力后,再将压缩空气经冷干机冷却后送到储气罐,通过供气管网最终送往工业现场供用气设备使用. 本文着重研究螺杆空压机加卸载工况下运行能耗问题,简化模型如图 4 所示,不考虑冷却、压损,假设空压机机组产生的压缩空气直接存放到储气罐中(油气分离罐相对很小),储气罐的出气量即为工业现场的实时用气量.



Q_{in}—储气罐进气量;Q_{out}—储气罐出气量;p_0—储气罐压力;V_0—储气罐容积.

图 4　螺杆空压机运行模型

整个模型相当于气罐的充放气过程,看作是等温过程,由气罐中压缩空气状态有[1]

$$p_0 V_0 = mR\theta_a \tag{8}$$

由于是等温过程,可微分得

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{1}{V_0}\frac{dm}{dt}R\theta_a = \frac{1}{V_0}\rho_a Q R\theta_a = \frac{\rho_a R\theta_a}{V_0}(Q_{in} - Q_{out}) \tag{9}$$

以市场占有率最大的瑞典阿特拉斯螺杆空压机为例分析,选其 GA250-8.5 空压机[9],其额定功率 $P_0 = 250$ kW,$p_i = 0.85$ MPa,$\eta_{max} = 0.95$,额定排气量 $Q_0 = 43\ m^3/min$,$\eta_{min} = 0.85$,卸载功率为额定功率的 50%,即 125 kW.

在螺杆空压机实际工作过程中,空压机从停机或卸载状态到产气,必先要提高油气分离罐内的压力,使其内部压力大于储气罐中压力,压缩空气才能通过螺杆空压机的最小压力阀向外排气,实现产气. 仿真时以延迟时间简化这一过程,且这一过程中空压机的运行能耗线性上升.

由 $P_s = P_g + P_m$. 一般地,空压机绝热效率为 0.65 ~ 0.85[6],现取绝热效率为 0.7,可得压缩过程损失功率为 30% P_0,即为 75 kW.

由式(6),螺杆空压机实际产气量(排气量)分段函数表示为

$$Q = \begin{cases} 0 & t < t_{unl} \\ \left[\dfrac{(\eta_{max} - \eta_{min})(p_i - p_d)}{p_i} + \eta_{min}\right] Q_0 & t \geqslant t_{unl} \\ 0 & t < t_{sto} \\ \left[\dfrac{(\eta_{max} - \eta_{min})(p_i - p_d)}{p_i} + \eta_{min}\right] Q_0 & t \geqslant t_{sto} \\ 0 & \text{卸载/停机} \end{cases} \tag{10}$$

式中,t_{unl}为空压机从卸载状态到产气的时间,s;t_{sto}为空压机从停机状态到产气的时间,s.

空压机实际运行功率分段函数表示为

$$P=\begin{cases}50\%P_0 & \text{卸载}\\ \dfrac{n}{n-1}p_s\left[\left(\dfrac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]Q+30\%P_0 & \text{加载}\\ 0 & \text{停机}\end{cases} \tag{11}$$

在 Simulink 中建立模型,初始条件:空压机处于停机状态,$p_{on}=0.53$ MPa,$p_{off}=0.58$ MPa,$t_{unl}=4$ s,$t_{sto}=6$ s,$p_0=0.55$ MPa,$Q_{out}=0.1$ m^3/s. 随着 p_d 上升 0.1 MPa,Q_{out} 增加 17%,Q_{out} 与 p_d 成正比关系[10]. 仿真时间为 100 s,仿真结果如图 5 ~ 图 8 所示.

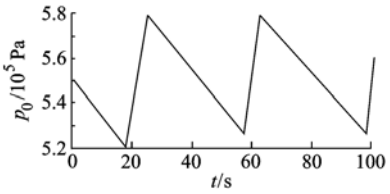


图 5 储气罐压力变化曲线

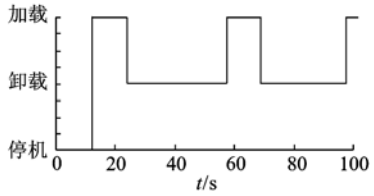


图 6 空压机运行状态曲线

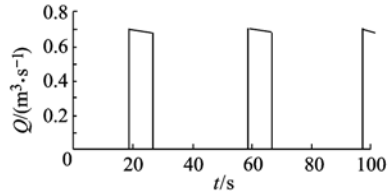


图 7 空压机排气流量曲线

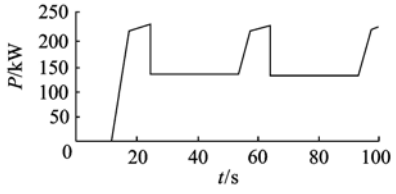


图 8 空压机运行功率曲线

随着现场的用气,p_0 随之下降,当压力下降到 p_{on} 时,空压机进入加载运行状态如图 5 所示,空压机加载运行,先经过加载延迟时间 t_{unl},如图 6 所示空压机延迟 t_{sto} 后开始产气,p_0 开始上升;当 p_0 上升到 p_{off} 时,触线后进入卸载运行状态,此时 Q 为 0;由于 Q_{out} 不为 0,所以 p_0 又开始下降,当降到 p_{on} 时,空压机从卸载运行转变为加载运行,延迟 t_{unl} 后产气,如此周期循环. 由得到的曲线可以看出,随着 p_0 的上升,Q 在下降,而 P 在上升.

4 螺杆空压机节能运行

4.1 最优卸载压力线

为了考查不同 p_{off} 对 P 的影响,仿真过程改变 p_{off},使其从 0.54 MPa 开始,每次增加 0.01 MPa,Q_{out} 初始恒定为 0.1 m^3/s,仿真时间设置为 4 ks,计算空压机在不同 p_{off} 下,在 4 ks 内所消耗的平均功率,得到如图 9 曲线.

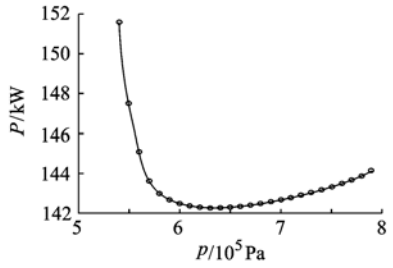


图 9 空压机运行能耗随卸载压力线的变化曲线

由图 9 可以看出,P 随 p_{off} 的变化呈 U 型变化,即存在 p_{off} 最优值,使 P 最小. 考查在不同 p_{off} 下,p_0 变化情况和相应 P 变化曲线,如图 10 ~ 图 13 所示.

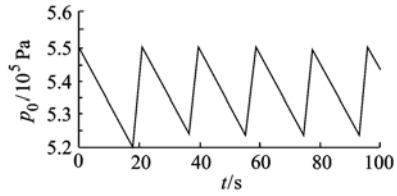


图 10 当 $p_{off}=0.55$ MPa 时储气罐压力变化曲线

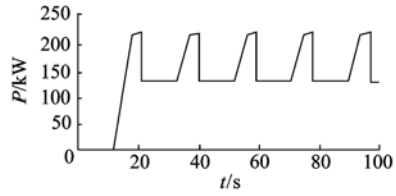


图 11 当 $p_{off}=0.55$ MPa 时空压机运行功率曲线

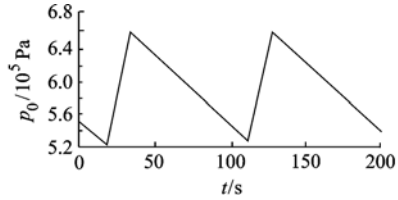


图 12 当 $p_{off}=0.66$ MPa 时储气罐压力变化曲线

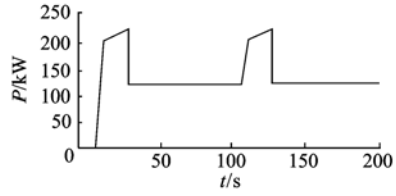


图 13 当 $p_{off}=0.66$ MPa 时空压机运行功率曲线

由图 10、图 12 可以知道,不同 p_{off} 下,空压机的加卸载频率不一样,p_{off} 越低,加卸载频率则越高,因此,p_{off} 最优值的选取必须满足两个条件:①空压机加卸载运行频率不能太高,以减少加载时产生的过激电流对电网的影响,同时减少对空压机造成的机械冲击以延长空压机的使用寿命;②使空压机的运行能耗尽可能的低.

改变 $Q_{out}=0.4\ m^3/s$,其它条件同上,可以得到空压机平均功率曲线如 14 所示.

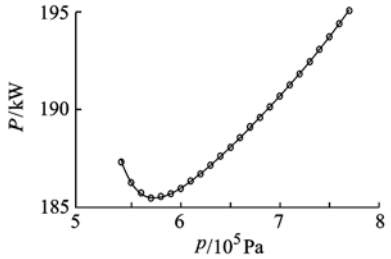


图 14　空压机能耗随卸载压力线的变化曲线

对比图 9 和图 14 可知,不同的 Q_{out} 会影响到 p_{off} 的大小.

4.2　运行能耗最优化控制

螺杆空压机在加卸载运行工况下,证明了存在最优卸载压力线,使其运行能耗最小化. 基于这一理念,本文提出了螺杆空压机加卸载运行的控制方案,如图 15 所示,图中以螺杆空压机为被控对象构建一个以压力、流量反馈的闭环控制系统,用以实现对螺杆空压机加卸载工况下运行能耗的最优化控制. 其控制流程图如图 16 所示.

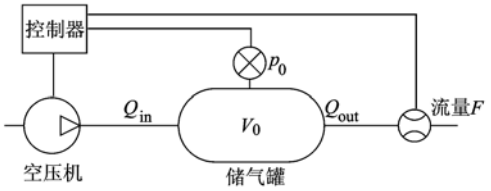


图 15　螺杆空压机加卸载运行的控制方案示意图

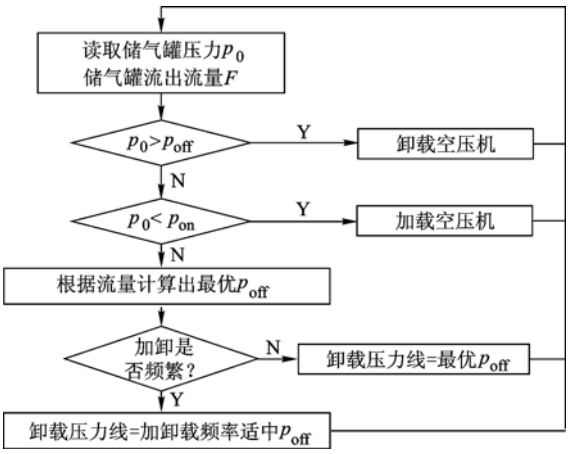


图 16　螺杆空压机运行能耗最优控制流程图

5　结 束 语

本文从工业现场螺杆空压机节能运行的角度出发,得到以下结论:①螺杆空压机在加卸载运行工况下,其最优卸载压力线是存在的,使得螺杆空压机运行能耗最小;②螺杆空压机运行控制中,需考虑螺杆空压机加卸载频率对其可靠运行的影响;③结合最优卸载压力线和加卸载频率,给出了符合现场运行的最优控制方案,达到了使其运行能耗最优化的目的,为螺杆空压机的经济化运行找出了方向.

参考文献(References)

[1] 蔡茂林. 压缩空气系统的能耗现状及节能潜力[J]. 中国设备工程,2009(7):42 - 44
Cai Maolin. Energy consumption status and energy saving potential of pneumatic system[J]. China Plant Engineering, 2009(7):42 - 44(in Chinese)

[2] Hasmandova M. Compressed air systems: auditing and replacing air compressors[J]. Filtration&Separation,2008,45(9):41 - 43

[3] Schmidt C, Kissock K. Modeling and simulation of air compressor energy use[C]//Preceeding-2005 ACEEE Summer Study on Energy in Industry: Cutting the High Cost of Energy. United States, Washington: American Council for an Energy-Efficient Economy,2005:1131 - 1142

[4] Akbaba M. Energy conservation by using energy efficient electric motors[J]. Applied Energy,1999,64(1 - 4):149 - 158

[5] 松隈正樹. 空気圧縮機[M]. 东京:财团法人/省エネルギーセンター,2005:42 - 46
Matsukuma Masaki. Air compressor[M]. Tokyo: The Energy Conservation Center,2005:42 - 46

[6] 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000:89 - 90
Xing Ziwen. Screw compressor-theory, design and application[M]. Beijing: China Machine Press,2000:89 - 90(in Chinese)

[7] 许小龙. 空压机变频调速节能技术改造[J]. 机床电器,2007(1):43 - 46
Xu Xiaolong. The energy conservation technique transformation of compressor frequency control[J]. Machine Tool Electric Apparatus,2007(1):43 - 46(in Chinese)

[8] Atlas Copco Airpower NV. Atlas copco compressed air manual 7th edition[G]. 2010,8:23

[9] 蔡茂林,香川利春. 气动系统的能量消耗评价体系及能量损失分析[J]. 机械工程学报,2007,43(9):69 - 74
Cai Maolin, KAGAWA Toshiharu. Energy consumption assessment and energy loss analysis in pneumatic system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 69 - 74(in Chinese)

[10] Van Ormer H. Optimize your plant's compressed air system[J]. Chemical Engineering Progress,1995,91(2):37 - 42

(编　辑:刘登敏)